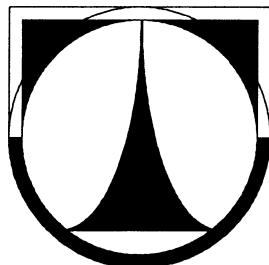


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**Systém odvodu kondenzátu pro nízkotlaký chlazený
systém EGR**

**Condensate separation system for low pressure cooled
EGR system**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

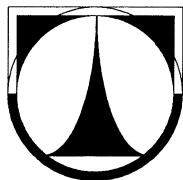
Jan Krejčí

Květen 2011

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

**Systém odvodu kondenzátu pro nízkotlaký chlazený
systém EGR**

**Condensate separation system for low pressure cooled
EGR system**

Diplomová práce

KVM – DP – 607

Jan Krejčí

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Laurin Josef, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Škarohlíd Marcel

Počet stran: 53

Počet obrázků: 35

Počet příloh: 1

Počet výkresů: 3

Květen 2011

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Systém odvodu kondenzátu pro nízkotlaký chlazený systém EGR

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá problematikou kondenzace v nízkotlakém systému recirkulace výfukových spalin s podílem až 50% EGR u stacionárního motoru kogenerační jednotky na zemní plyn, seznamuje s komplikacemi tohoto systému a řeší návrhy odvodu kondenzátu z chladiče nízkotlaké větve recirkulace výfukových spalin EGR tak, aby byla zaručena spolehlivost a těsnost systému.

První část uvádí do problematiky recirkulace výfukových spalin a kogenerace. Druhá část obsahuje výpočty měrné spotřeby a hodnot kondenzátu. V poslední třetí části se práce zabývá vlastním řešením odlučování kondenzátu.

Klíčová slova: odvod kondenzátu, nízkotlaký EGR, chladič EGR, recirkulace spalin

Condensate separation system for low pressure cooled EGR system

Annotation

This thesis deals with condensation in the low-pressure exhaust gas recirculation system with up to 50% EGR at a stationary engine cogeneration unit on natural gas, introduces complications of the system and propose a solution condensate separation from the low-pressure exhaust gas recirculation cooler, so that ensure the reliability and tightness of the system.

The first part introduces the issue of exhaust gas recirculation EGR and cogeneration. The second section contains calculations of specific consumption and condensate values. In the last third part of the work is the separation of condensate solution.

Key words: condensate separation, low pressure EGR, EGR cooler, exhaust gas recirculation

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2011

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Zde bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Josefu Laurinovi, CSc., vedoucímu mé diplomové práce, a Ing. Marcelu Škarohlídovi, konzultantovi mé diplomové práce, za odborné vedení, cenné rady a připomínky při tvorbě tohoto díla.

Seznam symbolů a jednotek

P_e	efektivní výkon	[kW]
η_c	celková účinnost	[%]
λ	Součinitel přebytku vzduchu	[-]
V_z	zdvihový objem	[dm ³]
i	počet válců	[-]
t_{sp}	teplota spalin	[°C]
t_{chm}	teplota chladícího média	[°C]
p_b	barometrický tlak	[pa]
r	měrná plynová konstanta	[J/kgK]
ρ_{vzd}	hustota vzduchu	[kg/m ³]
ρ_{CH_4}	hustota zemního plynu	[kg/m ³]
$L_{t,vzd}$	teoretická spotřeba vzduchu	[kg _{vzd} /kg _{CH4}]
m_p	měrná spotřeba paliva	[kg/s]
m_{vzd}	měrná spotřeba vzduchu	[kg/s]
V_{vzd}	objemový průtok vzduchu	[m ³ /s]
V_p	objemový průtok paliva	[m ³ /s]
V_{sp}	objemový průtok spalin	[m ³ /s]
M_m	molární hmotnost	[kg/mol]
n	látkové množství	[mol]
m	hmotnost	[kg]
m_{H_2O}	hmotnostní tok vody	[kg _{H2O} /s]
σ_{H_2O}	hmotnostní podíl	[kg _{H2O} /kg]
$\sigma_{H_2O}^{VV}$	hmotnostní podíl	[kg _{VV} /kg _{H2O}]
$\sigma_{H_2O}^K$	hmotnostní podíl	[kg _K /kg _{H2O}]
$m_{H_2O}^{VV}$	hmotnost vlhkého vzduchu	[m]
ψ	vlhkost	[%]
$\dot{m}_K^{50\%}$	hmotnostní tok kondenzátu při 50% EGR	[kg/s]

ω	úhlová rychlost	$[\text{s}^{-1}]$
ζ_k	hustota kapaliny	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
ζ_p	hustota pístu	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
h	výška	$[\text{m}]$
g	gravitační zrychlení	$[\text{m}/\text{s}^2]$
p	tlak	$[\text{Pa}]$
S	plocha	$[\text{m}^2]$
F	síla	$[\text{N}]$
k	tuhost	$[\text{N}/\text{m}]$
x	posunutí/stlačení	$[\text{m}]$

Obsah

1	Úvod	10
1.1	Popis problému	10
1.2	Popis recirkulace výfukových spalin	10
1.3	Odlučování obecně	10
1.4	Podstata technického řešení odvodu kondenzátu	14
2	Recirkulace výfukových spalin EGR	18
2.1	Princip a vznik EGR	18
2.2	Hlavní části EGR.....	18
2.3	Rozdělení EGR	23
2.3.1	Rozdělení dle teploty.....	23
2.3.1	Rozdělení dle konfigurace.....	23
2.3.1	Rozdělení dle tlaků.....	24
2.4	Nejčastější závady a neduhy EGR.....	26
3	Kogenerační jednotka.....	26
4	Výpočty.....	30
4.1	Výpočet měrné spotřeby motoru Tedom TG210.....	30
4.2	Hodnota kondenzátu pro 50% objemový podíl EGR... ..	31
5	Odlučování kondenzátu... ..	34
5.1	Úvaha - Možnosti řešení separace	34
5.2	Varianta A "U trubice".....	36
5.3	Varianta B "Sifon"	38
5.4	Varianta C "Přepad"	39
5.5	Varianta D "Elektronicky řízený systém "	45
5.6	Výběr vhodného řešení	50
6	ZÁVĚR	51
	Seznam použité literatury	52
	Seznam dokumentace	53

1 Úvod

1.1 Popis problému

Tato diplomová práce řeší problematiku kondenzace v nízkotlakém systému recirkulace výfukových spalin s podílem až 50% EGR u stacionárního motoru kogenerační jednotky na zemní plyn CH_4 . Tento problém by mohl ovlivnit bezpečný chod motoru následkem vniknutí kondenzátu do sacího traktu. Tím by došlo k značnému poškození motoru, nebo k jeho úplné destrukci a zastavení funkce celé kogenerační jednotky, což by mohlo mít dopad hlubšího významu. Množství kondenzátu je v porovnání s osobními automobily nezanedbatelné. To je dáno vyšším objemovým průtokem spalin a velkým procentuálním podílem recirkulace. Řešení jsou konstruována tak, aby byla zaručena spolehlivost a těsnost systému, což je bráno jako priorita, samozřejmě s ohledem na zástavbové dispozice a samotnou komplikovanost řešení.

1.2 Popis recirkulace výfukových spalin

Recirkulace výfukových spalin, EGR (z anglického exhaust gas recirculation, v některé literatuře také označováno AGR, odvozeno z německého Abgasrückführung) je tvořena potrubím spojujícím výfukový a sací trakt. Systém je regulován EGR ventilem a zpravidla je použit chladič.

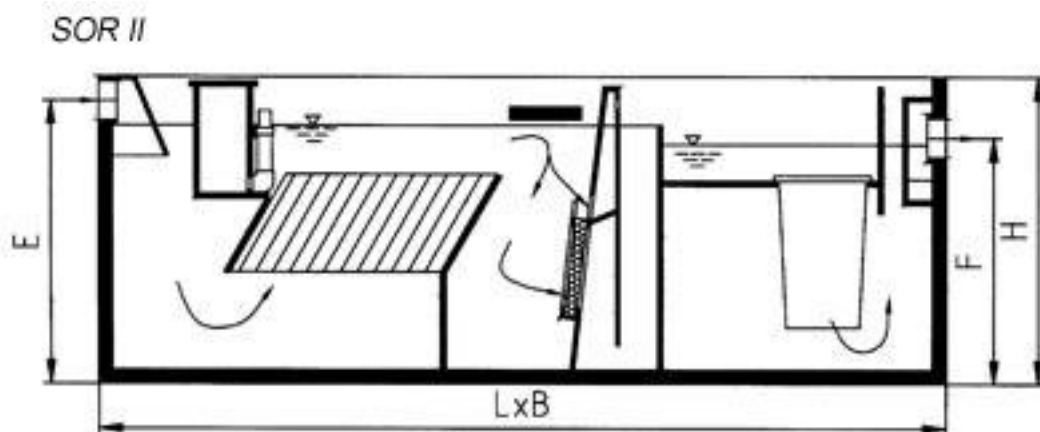
1.3 Odlučování obecně

Odlučováním obecně rozumíme oddělení jedné látky od druhé, stejné nebo různé formy skupenství. Nejčastěji používané odlučovače jsou například odlučovače lehkých kapalin (ropných látek), odstředivé a magnetické separátory a vysoušeče.

Odlučovač lehkých kapalin

Odlučovač ropných produktů je zařízení, které zachytí a odloučí volné lehké kapaliny hlavně ropné látky ze znečištěné vody například z parkovišť nebo odpadní vody z průmyslových provozů, mycích ramp. Jsou tvořeny nádrží, do které jsou vestavěny:

olejová jímka, koalescenční vestavba, obslužná plošina, koalescenční filtr, norná stěna, přeliv koalescenčního odlučovače, sorpční vestavba, přeliv sorpčního filtru a odběrové místo. Každý odlučovač nemusí obsahovat všechny výše uvedené součásti. Odpadní voda natéká do sedimentační jímky, kde dochází k uklidnění proudu vody a k usazení nerozpuštěných látek, případně odloučení benzínu či petroleje.



Obr. 1 Odlučovač lehkých kapalin [6]

Odstředivý separátor

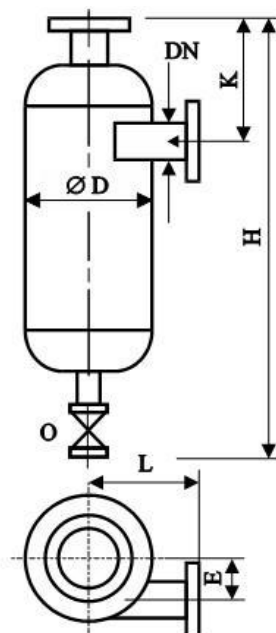
Deto brno, Odstředivý separátor OS slouží k vyloučení drobnokrystalického kalu, vytvořeného působením nechemické úpravy vody, a ostatních pevných částic z kapaliny. Zařízení odlučuje nečistoty s účinností 70 až 90 % v závislosti na velikosti částic. Pracuje bez elektrické energie, nevyžaduje obsluhu ani údržbu, nemá provozní náklady.

Odstředivý separátor OS vylučuje při tangenciálním vstupu a při zvýšené vstupní rychlosti pevné částice z kapaliny. K odstřeďování dochází ve válcové nádobě v důsledku odstředivé síly a rozdílu měrné hmotnosti nečistot a protékající kapaliny.

Vyčištěná kapalina je odváděna potrubím umístěným v ose separátoru v jeho horní části. Nečistoty klesají po válcové části separátoru do spodního prostoru, odkud jsou

průběžně nebo cyklicky vypouštěné. Separátor je standardně vybavený na vypouštění kalu kulovým ventilem.

Obsluha odstředivého separátoru spočívá v pravidelném odkalování. Je možno objednat také variantu odstředivého separátoru s automatickým odkalením.



Obr. 2 Odstředivý separátor [7]

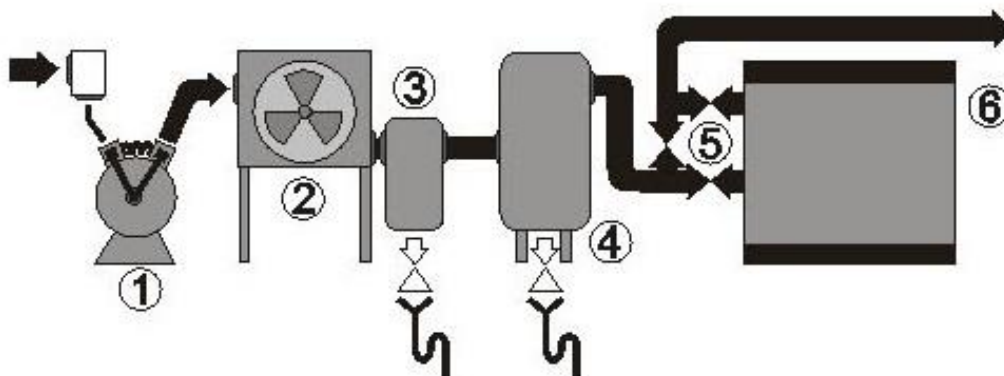
Magnetické separátory

Magnetické odlučovače používané například v obrábění jsou magnetické systémy určené k čištění chladicích, mazacích a pracích kapalin (emulze, oleje) od feromagnetických nečistot. U obráběcích strojů produkujících jemné feromagnetické třísky např. brusky, pásové pily a pod.

Vysoušeč vzduchu

V automatizovaném průmyslu se používá stlačený vzduch pro různé účely, například na nanášení barvy nebo pro pneumatické nástroje (zařízení na stlačený vzduch). Častým problémem systémů na stlačený vzduch je kondenzace vlhkosti. Aby se zabránilo kondenzaci vody v pneumatickém systému, lze do systému nainstalovat

vysoušeč vzduchu. Základní funkcí vysoušeče vzduchu je odstranění vlhkosti ze vzduchu jejím zchlazením pomocí chladiva. Tímto se vodní pára zkondenzuje a vzduch lze stlačit. Výsledkem je suchý stlačený vzduch, který lze použít, aniž by způsobil jakékoliv poškození.



Obr. 3 Pneumatický systém s vysoušečem vzduchu. Součásti jsou v pořadí kompresor, dochlazovač, separátor, přijímač, bypass a vysoušeč vzduchu. [8]

Žádný z uvedených ani jim podobný separátor není vhodný pro náš případ odlučování.

Odlučovače kondenzátu

V našem případě jde tedy o odloučení tekutiny (kondenzátu, z větší části tvořeného vodou) od spalin z hermeticky uzavřeného prostoru.

Odvádění kondenzátu z výfukového systému spalovacích motorů pro automobilní použití se neprovádí s ohledem na velmi malé množství vzniklého kondenzátu a možnost jeho volného odtoku. Odvádění kondenzátu z motorů pro stacionární použití se provádí zachytáváním do uzavřené sběrné nádoby s následným ručním vypuštěním nebo volným odtokem do otevřené sběrné nádoby. Hlavní nevýhodou při použití uzavřené nádoby je nemožnost automatického vypuštění. U otevřené sběrné nádoby je hlavní nevýhodou současný únik výfukových plynů.

Odvádění kondenzátu ze systému EGR se neprovádí s ohledem na velmi malé množství kondenzátu nebo s ohledem na jeho strhávání z povrchu systému proudem

recirkulujících plynů. U systému nízkotlaké chlazené recirkulace se předchází kondenzaci vodní páry chlazením recirkulujících plynů na vyšší teploty, což je nevýhodné z hlediska optimalizace parametrů motoru. Dochází tak ke vzniku velmi malého množství kondenzátu a jeho strhávání z povrchu systému proudem recirkulujících plynů.

U kogeneračních jednotek se v současné době v České republice nízkotlaká chlazená recirkulace využívá jen ve zkušebním provozu, kde je separace kondenzátu řešena odpuštěním kulovým ventilem. Při této operaci samozřejmě dochází k úniku jedovatých plynů ze systému recirkulace do prostoru kogenerační jednotky a je tedy zcela nevyhovující. Tento ventil je ovládán manuálně v závislosti na množství recirkulace spalin. Selhání lidského faktoru a zničení zařízení je tak značným rizikem.

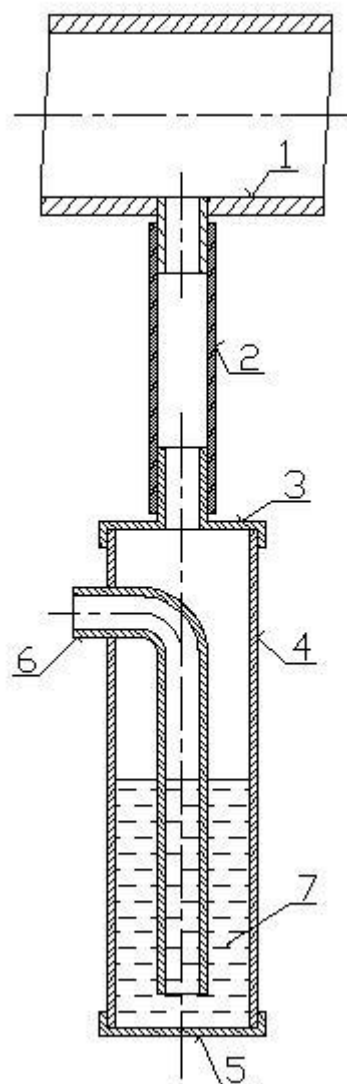
1.4 Podstata technického řešení odvodu kondenzátu

Výše uvedené nedostatky jsou do značné míry odstraněny zařízením pro odvod kondenzátu z výfukových plynů ve výfukovém systému nebo systému recirkulace spalin spalovacích motorů podle technického řešení, jehož podstatou je to, že v místě shromažďování zkondenzované vody ve výfukovém systému nebo systému recirkulace spalovacích motorů je připojen jeden konec trubice ve tvaru U. Její konce jsou umístěny směrem od působení zemské tíže a trubice je zaplněna vodou. Rozdíl přepadové výšky volného konce trubice a výšky nejnižšího místa horního vnitřního průměru potrubí, násobený hustotou vody a místním tíhovým zrychlením, je roven maximálnímu nastavenému provoznímu tlaku. Zároveň je rozdíl výšky místa připojení konce trubice a přepadové výšky volného konce trubice větší než nula.

Ve výhodném provedení je volný konec trubice opatřen odtokem do sběrné nádoby.

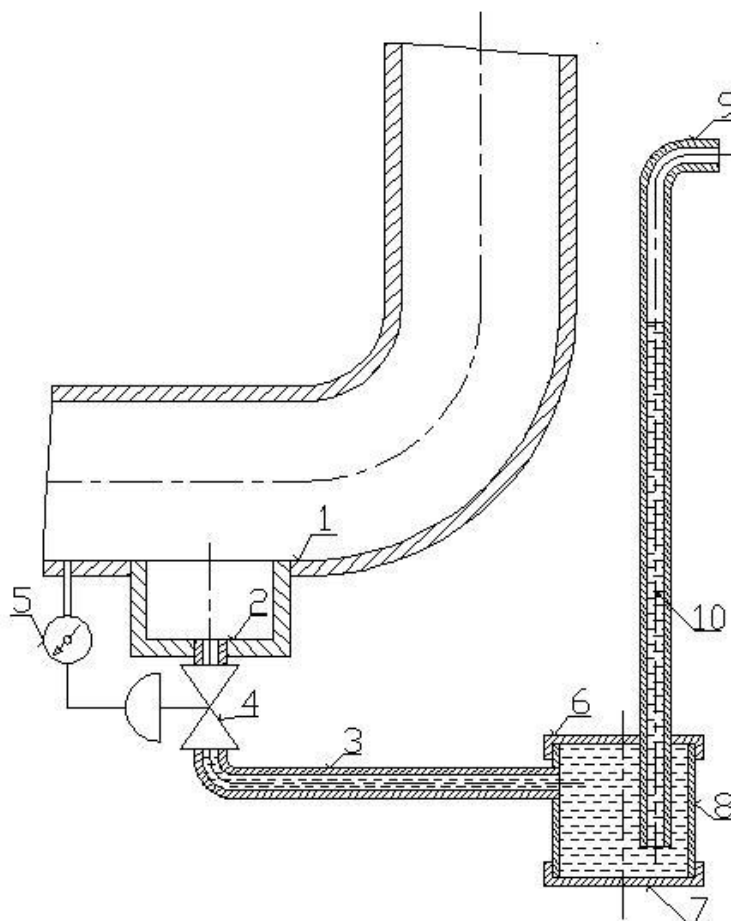
Trubice ve tvaru U je před spuštěním zaplněna vodou tak, aby spodní částí U-trubice nemohly pronikat výfukové plyny při maximálním tlaku ve výfukovém systému nebo systému recirkulace výfukových plynů.

Odvod kondenzátu podle tohoto technického řešení splňuje požadavek samovolného odtoku velkého množství kondenzátu bez nutnosti ručního zásahu a zabraňuje úniku výfukových plynů.



Obr. 4 Příklad technického provedení U-trubice, zařízení pro odvod kondenzátu je připojeno na výfukový systém nebo systém EGR 1 pomocí potrubí nebo hadice 2. Tato hadice nebo potrubí je připojeno na horní víčko 3 vlastního zařízení. Toto víčko je připojeno k trubce 4, která je ukončena spodním víčkem 5. Kondenzát je odváděn potrubím 6 do atmosféry nebo je připojen do otevřené sběrné nádoby nebo do otevřeného systému pro sběr odpadních vod. Zařízení je před spuštěním zaplněno vodou 7 tak, aby spodní část trubice 6 při maximálním tlaku ve výfukovém systému nebo systému recirkulace výfukových plynů byla pod hladinou vody a nemohly skrze ní pronikat výfukové plyny. Při provozní poloze zařízení je spodní víčko 5 umístěno směrem k působení zemské tíže. [1]

Jedná se o technické řešení s jednoduchou konstrukcí, které je snadné a levné na výrobu a nenáročné na provozní náklady. Uvedené řešení umožní chlazení výfukových/recirkulujících spalin na nižší teploty, při kterých se zvyšuje tvorba kondenzátu. Dosažením nižších teplot výfukových spalin umožní zvýšení účinnosti odvodu tepla ze spalin ve spalinovém výměníku. Dosažením nižších teplot recirkulujících spalin umožní výhodnější optimalizaci provozu motorů.



Obr. 5 Příklad technického řešení při použití ventilu, zařízení pro odvod kondenzátu je připojeno na výfukový systém nebo systém recirkulace spalovacích motorů 1 v místě shromažďování zkondenzované vody 2. Na konci přívodního potrubí U-trubice 3 je umístěn elektrický uzavírací ventil 4, který je elektricky propojen s binárním tlakovým spínačem nebo analogovým tlakovým snímačem s řídicí jednotkou 5. Přívodní potrubí je připojeno do vlastní nádoby U-trubice, která je tvořena horním víčkem 6, dolním víčkem 7 a pláštěm 8. Kondenzát je odváděn z vlastní nádoby U-trubice odvodním potrubím 9 do atmosféry nebo do otevřené sběrné nádoby nebo do otevřeného systému pro sběr odpadních vod. Zařízení je před spuštěním zaplněno vodou 10 tak,

aby spodní část odvodní trubice 9 při maximálním tlaku ve výfukovém systému nebo systému recirkulace výfukových plynů byla pod hladinou vody a nemohly skrze ní pronikat výfukové plyny. Při provozní poloze zařízení je spodní víčko 7 umístěno směrem k působení zemské tíže. [2]

2 Recirkulace spalin - EGR (exhaust gas recirculation)

2.1 Princip a vznik

Recirkulace výfukových spalin je technologie používaná u zážehových a vznětových motorů pro snížení emisí výfukových plynů, konkrétně NO_x. Principem je, že se část výfukových plynů přepouští zpět do sání a opětovně spaluje, v nasávaném vzduchu je menší podíl kyslíku, následkem jsou nižší teploty v průběhu spalování a tím i nižší produkce oxidů dusíku, pro kterou je teplota při spalování rozhodující. Nevýhodou této metody je částečné snížení výkonu motoru.

Tento systém se objevil v 70. letech ve Spojených státech Amerických. Přesněji v roce 1974 firma Cadillac vyrobila motor s recirkulací výfukových spalin. V roce 2002 bylo prvně použito chlazené recirkulace v sériové výrobě firmami Cummins, International, Mack, Detroit Diesel a Volvo.

2.2 Hlavní části EGR

EGR ventil

Tento ventil udává množství recirkulovaných spalin. Buď je přimontován na výfukovém potrubí, sání nebo je umístěn na žáruvzdorném potrubí spojující výfukové potrubí a sací trakt. EGR ventily jsou rozděleny na ventily pro vznětové a zážehové motory a z hlediska ovládání máme dva druhy EGR ventilů, pneumatické a elektrické. Pneumatické EGR ventily jsou ovládané prostřednictvím vakua pomocí elektromagnetických ventilů, jednak jednoduchým elektrickým přepínacím ventilem, který má polohy otevřeno a zavřeno nebo ventilem s elektropneumatickým snímačem tlaku, EGR ventil je plynule nastavitelný. Vakuum je odebíráno ze sacího traktu nebo vytvářeno vývěvou.

Elektrické nebo elektromotorické EGR ventily jsou ovládané přímo od řídicí jednotky a nepotřebují vakuum nebo elektromagnetický ventil.



Obr. 6 EGR ventily pro vznětové motory [3]

EGR ventil pro vznětové motory viz. Obr. 1 mají velké profily otevření z důvodu vysokých hodnot recirkulace. Vlevo: pneumatický ventil, uprostřed: pneumatický ventil s detekcí polohy a vpravo: elektrický EGR ventil s dvěma polohami.



Obr. 7 EGR ventily pro zážehové ventily [3]

U EGR ventilů pro zážehové motory jsou profily podstatně menší. Vlevo: elektrický ventil s napojením na chladicí okruh. Uprostřed: pneumatický ventil a vpravo elektrický EGR ventil.

Speciální komponenty



Obr. 8 Zvláštní komponenty EGR [3]

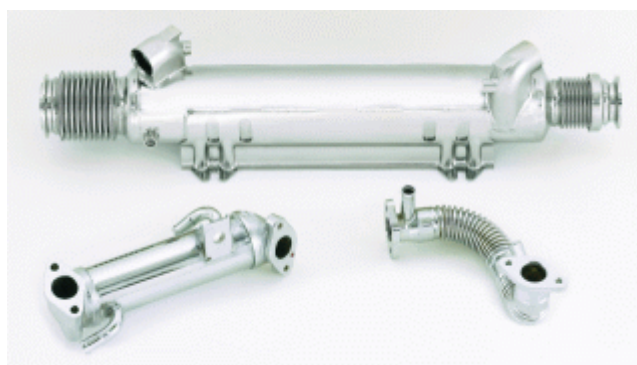
Vlevo: pneumatické ventily ovládané pomocí elektropneumatických ventilů.

Uprostřed: snímač hmotnosti vzduchu nutný pro vznětový motor, mimo jiné i pro kontrolu množství recirkulace spalin.

Vpravo: tlakové difference mezi výfukovou a sací stranou jsou nevhodné pro vysoké hodnoty EGR u vznětových motorů. Proto jsou v systému instalovány škrťací prvky.

EGR chladič

Pro chlazení výfukových spalin v EGR systému se používají chladiče vzduch / vzduch nebo voda / vzduch. Volba je zpravidla dle možností výrobce a zástavbových možností. Chladiče se dají dělit na vysokoteplotní (High Temperature EGR cooler) a nízkoteplotní chladiče (Low Temperature EGR cooler), jejichž kombinace je také používána u vysokotlaké recirkulace.



Obr. 9 EGR chladič pro vozidlový motor [4]

2.3 Rozdělení EGR

Dělit systémy recirkulace lze z hledisek teplotních, konfigurace a tlaku.

2.3.1 Rozdělení dle teploty

Horký EGR (Hot EGR)

Výfukové plyny jsou recirkulovány bez chlazení. Zvyšuje se tak teplota v sání a teplota nasávaného vzduchu. Tento systém značně omezuje výkon motoru a je v dnešní době zastaralý a pro dosažení emisních limitů nevyhovující.

Částečně chlazený EGR (Partly cooled EGR)

Aby se zabránilo kondenzaci vody je teplota výfukových plynů stále chlazena těsně nad hranici teploty rosného bodu. Částečné chlazení také není dostačující.

Plně chlazený EGR (Fully cooled EGR)

Výfukové plyny jsou plně chlazeny před smísením s čerstvým vzduchem zpravidla za použití vodou chlazeného výměníku tepla. V tomto případě výfukové spaliny v chladiči kondenzují.

2.3.2 Rozdělení z hlediska konfigurace

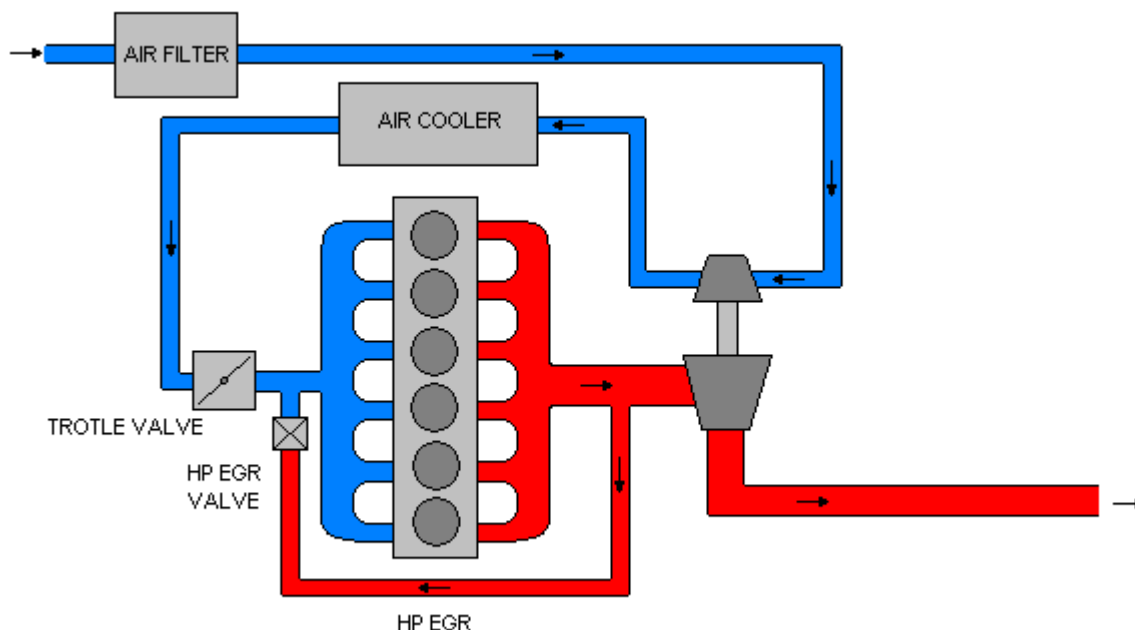
Dlouhý systém (Long route EGR systém) a Krátký systém (Short route EGR systém)

Rozdělení z hlediska konfigurace odpovídá rozdělení z hlediska tlaku. Dlouhý systém, tedy nízkotlaký, má přibližně třikrát objemnější EGR chladič než krátký systém. Pro menší pokles tlaku v systému je dostačující ventil s minimální zavírací silou.

2.3.3 Rozdělení dle tlaků

Vysokotlaký EGR (High pressure EGR)

EGR je veden před vstupem do turbíny za výstup z dmyhadla. U systému recirkulace výfukových plynů s vysokým tlakem je možné vysoké zatížení, ale přebytek vzduchu se snižuje a spotřeba paliva výrazně stoupá.



Obr. 10 Schéma vysokotlakého EGR

Výhody:

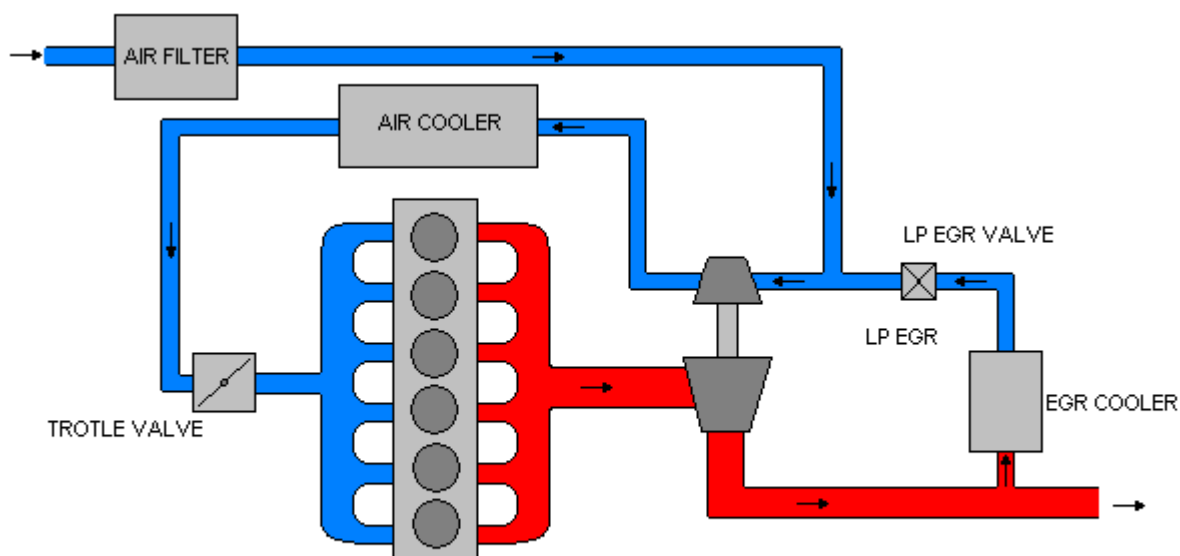
- osvědčený/vyvinutý systém,
- využití nadbytečné energie výfukových plynů.

Nevýhody:

- sání je nezbytné škrtit pro docílení vyšší hodnoty EGR,
- dynamika trpí kvůli nízké rychlosti turbíny,
- při plném zatížení EGR je rychlost omezena chlazením výfukových plynů a plněním turbodmychadla,
- nízká λ vzhledem k nízké hustotě nasávaného vzduchu a zvýšení ztráty tlaku při vysokém zatížení.

Nízkotlaký EGR (Low pressure EGR)

Obvod pro EGR je veden za výstupem z turbíny před vstup do dmychadla. LP-EGR metody recirkulace výfukových plynů je možné využívat až po vysoké zatížení s významným snížením emisí NO_x .



Obr. 11 Schéma nízkotlakého EGR

Výhody:

- "čisté" EGR (žádné saze, HC kontaminace),
- dobré rozdělování i při vysokých EGR hodnotách "HCCI",
- vyšší hodnoty EGR při stejné λ a BSFC ve většině možných oblastí map,
- kontrola LP-EGR jako oddělená část od kontroly turbodmychadla,
- nutné menší EGR chladiče/lepší využití chladiče vzduchu,
- přechodové chování.

Nevýhody:

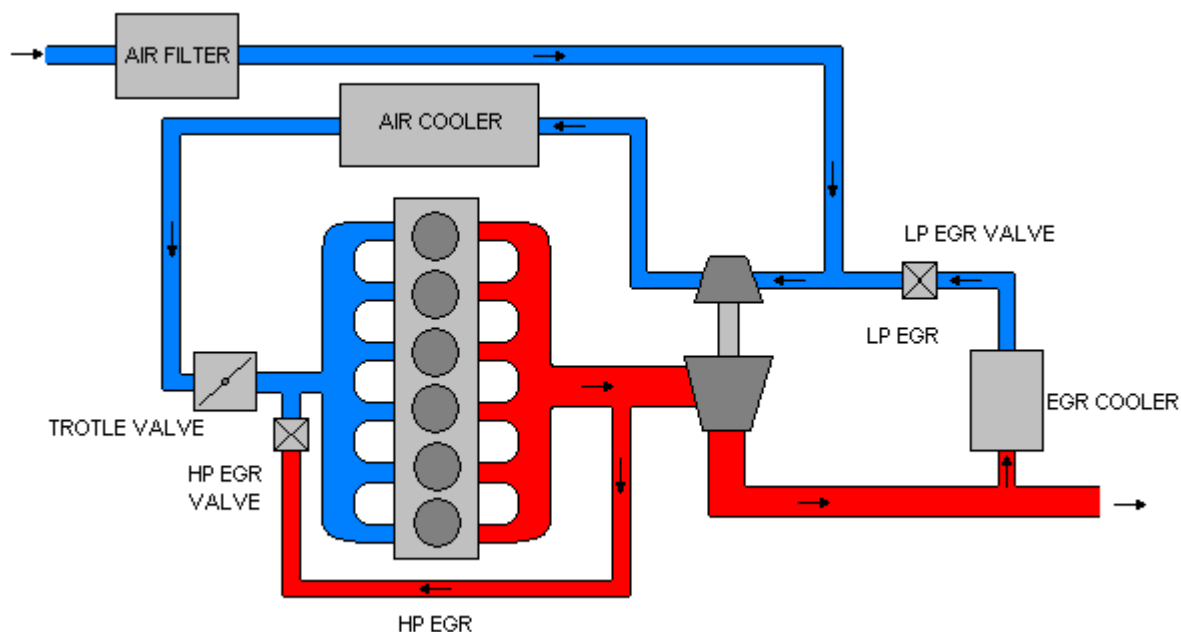
- nezbytné a obtížné měření LP-EGR,
- kondenzace v dmychadle / sání /chladiči výfukových plynů.

Tento systém je použit u motoru, jenž je v zadání a tím tedy i nejdůležitější ze zmíněných možností rozdělení.

Kombinovaný EGR (Dual EGR)

Tento systém je kombinací obou předešlých variant. Výhodou jsou vyšší hodnoty EGR bez ztráty výkonu a přesnější dosažení požadované recirkulace. Vysoká účinnost s použitím turbodmychadla s proměnnou geometrií lopatek VGT. Dual EGR nabízí

významné výhody pro snížení emisí a spotřeby paliva ke splnění budoucích emisních požadavků.



Obr. 12 Schéma kombinovaného EGR

2.4 Nejčastější závady EGR

Nejčastější příčinou poruchy v EGR systému jsou přilepené nebo zakarbonované EGR ventily. Vedle plynných znečišťujících látek recirkulace výfukových plynů obsahuje také pevné částice, zejména v případě vznětových motorů. Karbonové usazeniny nebo nános uhlíku mohou zapříčinit, že síla ventilu již nemůže překonat odpor a EGR ventil zůstane v zavřené nebo otevřené poloze. To má za následek neklidný chod motoru, nepravidelný volnoběh, nebo nedostatečný výkon motoru. Ačkoli jsou EGR ventily určeny pro vysoké teploty ve výfukovém systému, může občas nastat tepelné poškození ventilu. Většinou je zapříčiněno nesprávným ovládáním nebo nadměrně vysokým protitlakem výfukových plynů.



Obr. 13 Zakarbonovaný a nový EGR ventil [3]

V případě recirkulace u Kogenerační jednotky Tedom, kde je použita nízkotlaká chlazená recirkulace, bude pravděpodobně nejzávažnější problém kondenzát hromadící se v EGR chladiči. Čím vyšší recirkulace spalin bude uvažována (až teoretická hodnota 50% EGR), tím masivnější bude nárůst kondenzace.

Kondenzát způsobuje korozi ocelových součástí, a neprospívá při vrácení do sání spalovacímu procesu. U motorů na naftu, i u jistých druhů bioplynů, čistírenských a kalových plynů jsou spalováním produkovány korozivní plyny s obsahem síry a dusíku. Tyto žíravé plyny jsou vráceny do sacího potrubí motoru, kde jsou okolní podmínky (např. teplota a vlhkost) ideální pro tvorbu vysoce korozní kyselé látky, a to zejména kyseliny sírové. Ta může definitivně zničit chladič spalin nebo samotný motor. Proto je nutné, aby se kondenzát efektivně a včas odloučil.

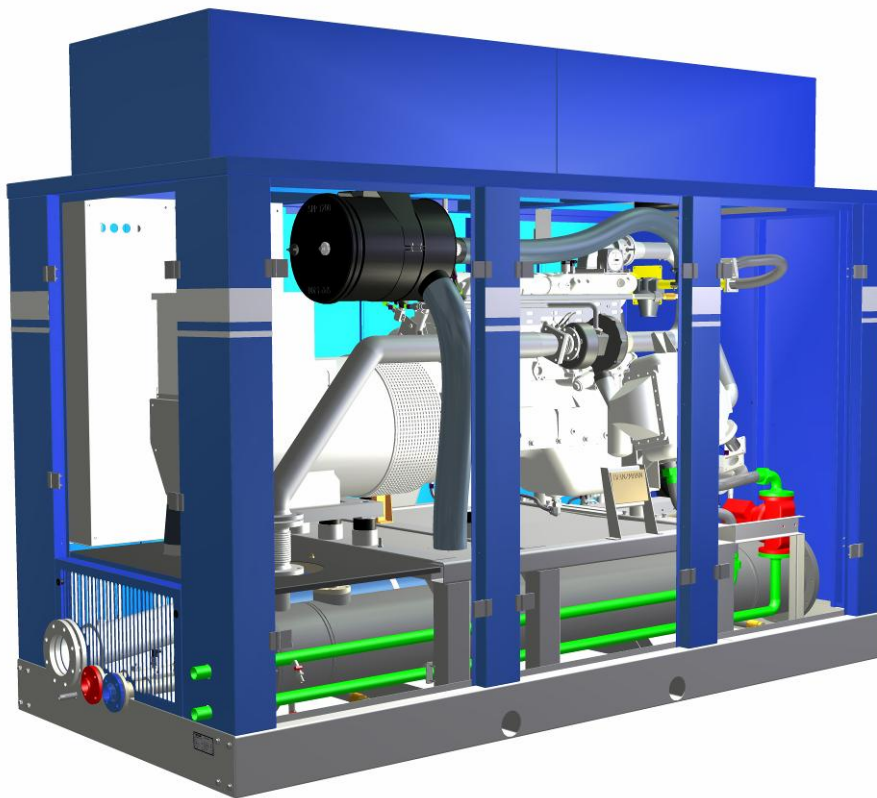
3 Kogenerační jednotka Cento T200

Zadání této práce je pro motor použitý v kogenerační jednotce Tedom.

Tato kapitola popisuje funkci zařízení. Mimo jiné i prostorové uspořádání kogenerační jednotky, parametry motoru a tepelného systému (které jsou pro řešení důležité a limitující).

Základní princip KJ TEDOM

Pojmem kogenerace označuje výrobu dvou forem energie z jednoho druhu primárního paliva. V případě KJ Cento T200 se jedná o výrobu elektrické a tepelné energie spalováním zemního plynu.



Obr. 14 Model kogenerační jednotky [5]

Základní charakteristika KJ TEDOM

„Kogenerační jednotky (dále KJ) TEDOM řady Cento se řadí mezi stroje středních výkonů, na bázi plynových motorů, které vycházejí z vozidlových motorů. Tvoří řadu výkonů v rozsahu od 40 do 300 kW. Blokové uspořádání těchto jednotek obsahuje soustrojí motor-generátor, kompletní tepelné zařízení jednotky včetně tlumiče výfuku a protihlukového krytu, do kterého je vestavěn řídicí a silový elektrický rozváděč. KJ Cento T200 je v provedení SP se synchronním generátorem určená pro paralelní provoz se sítí: 400V/50 Hz. Teplovodní okruh je přizpůsoben teplotnímu spádu 90/70°C. KJ tvoří zcela autonomní energetický blok.“¹

Základní technické údaje

jmenovitý elektrický výkon	200kW
maximální tepelný výkon	252kW
příkon v palivu	520kW
účinnost celková (využití paliva)	87,0%

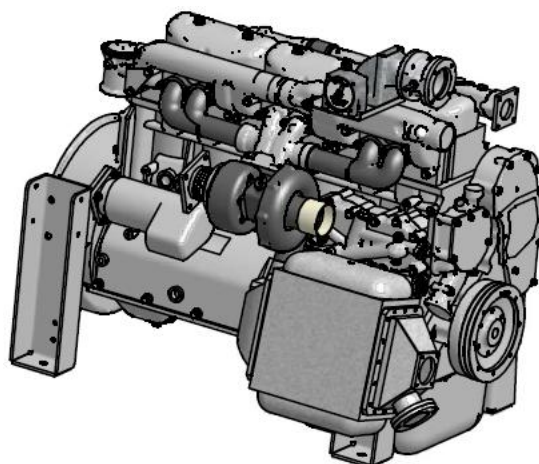
Tab. 1 Základní technické údaje KJ

Motor - TG 210 G5V TW 86, fa TEDOM s.r.o.

počet válců	R6
vrtání × zdvih	130 x 150 mm
zdvihový objem	11940 cm ³
kompresní poměr	12 : 1
otáčky	1500 min ⁻¹
Max výkon	209kW
pořadí zážehu válců	1-5-3-6-2-4

Tab. 2 Základní technické údaje motoru

¹ TEDOM, Kogenerační jednotka Cento T200, s. 1.



Obr. 15 Motor TG 210 [5]

Tepelný systém

Tepelný systém KJ je z hlediska odběru tepelného výkonu tvořen dvěma nezávislými okruhy, sekundárním a technologickým. Maximální tepelný výkon jednotky je součtem tepelných výkonů obou okruhů při jejich plném využití. Sekundární okruh zajišťuje vyvedení hlavního tepelného výkonu jednotky získaného chlazením spalovacího motoru a spalin do topného systému. Okruh není vybaven oběhovým čerpadlem. Na tento tepelný systém je napojeno chlazení výfukových spalin recirkulace EGR.

tepelný výkon okruhu	217 kW
jmen. tep. vody vstup / výstup	70/90 °C
teplota vratné vody min / max	50/70 °C
jmenovitý průtok	2,6 kg/s
max. pracovní tlak	600 kPa
vodní objem okruhu v KJ	120 dm ³
tlaková ztráta při jmen. průtoku	40 kPa
jmenovitý teplotní spád	20 °C

Tab. 3 Základní technické údaje tepelného systému

Technologický okruh pracuje jako chlazení plnicí směsí. Úroveň využití tepelného výkonu z tohoto okruhu a jeho vychlazení bezprostředně ovlivňuje dosažení základních technických údajů. Okruh obsahuje oběhové čerpadlo.

tepelný výkon okruhu	35 kW
jmen. tep. vody vstup / výstup	35/55 °C
jmenovitý průtok	1,5 kg/s
minimální / maximální průtok	1,2/1,8 kg/s
max. pracovní tlak	300 kPa
vodní objem okruhu v KJ	20 dm ³

Tab. 4 Základní technické údaje technologického okruhu

Tepelný výkon spalin o teplotě 521°C při vychlazení na 120°C je 140kW.

4 Výpočty

4.1 Výpočet objemového průtoku spalín motoru Tedom TG210

Zadané hodnoty

$$P_e = 200 \text{ kW}$$

$$H_u = 50 \text{ kJ / kg}$$

$$\eta_c = 40\%$$

$$\lambda = 1$$

$$V_z = 12 \text{ dm}^3$$

$$t_{sp} = 120^\circ \text{C}$$

$$i = 6$$

$$t_{clm} = 40^\circ \text{C}$$

P_e – efektivní výkon, η_c – celková účinnost, V_z – zdvihový objem, i – počet válců,
 H_u – výhřevnost paliva, λ – součinitel přebytku vzduchu, t_{sp} – teplota spalín,
 t_{clm} – teplota chladícího média

Hustota paliva a vzduchu

$$\zeta_{vzd} = \frac{p_b}{r \cdot T_{sp}} = \frac{98100}{287 \cdot (120 + 273,15)} = 0,869 \text{ kg / m}^3$$

$$\zeta_{CH_4} = 0,7 \text{ kg / m}^3$$

ζ_{vzd} – hustota vzduchu, p_b – barometrický tlak, r – měrná plynová konstanta,
 T_{sp} – termodynamická teplota spalín, ζ_{CH_4} – hustota zemního plynu

Teoretická spotřeba vzduchu

$$c = 1$$

$$h = 4$$

$$o = 0$$

$$L_{t,VZD} = \frac{(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}) \cdot (32 + 3,76 \cdot 28)}{12c + h + 16o} = \frac{2 \cdot 137,38}{12 + 4} = 17,16 \text{ kg}_{vzd} / \text{kg}_{CH_4}$$

$L_{t,VZD}$ – teoretická spotřeba vzduchu, c – uhlík, h – vodík, o – kyslík

Měrná spotřeba paliva a vzduchu

$$m_{pe} = \frac{P_e}{H_u \cdot \eta_c} = \frac{200000}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,4} = 0,01 \text{ kg} / \text{s}$$

$$m_{vzd} = m_p \cdot \lambda \cdot L_{t,VZD} = 0,01 \cdot 1 \cdot 17,16 = 0,1716 \text{ kg} / \text{s}$$

m_{pe} – měrná spotřeba paliva, P_e – efektivní výkon, H_u – výhřevnost paliva, η_c – celková účinnost, m_{vzd} – měrná spotřeba vzduchu, λ – součinitel přebytku vzduchu, $L_{t,VZD}$ – teoretická spotřeba vzduchu,

Objem průtoky vzduchu, paliva a spalin

$$V_{vzd} = \frac{m_{vzd}}{\zeta_{vzd}} = \frac{0,1716}{0,869} = 0,1975 \text{ m}^3 / \text{s}$$

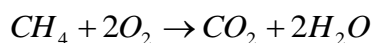
$$V_p = \frac{m_{pe}}{\zeta_{CH_4}} = \frac{0,01}{0,7} = 0,0143 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$V_{sp} = V_{vzd} + V_p = 0,1975 + 0,0143 = 0,2118 \text{ m}^3 / \text{s}$$

V_{vzd} – objemový průtok vzduchu, m_{vzd} – měrná spotřeba vzduchu, ζ_{vzd} – hustota vzduchu, V_p - objemový průtok paliva, m_{pe} – měrná spotřeba paliva, ζ_{CH_4} – hustota zemního plynu, V_{sp} - objemový průtok spalin

4.2 Hodnota kondenzátu pro 50% obj. podíl EGR

Rovnice ideálního hoření CH_4



Procenta H a C v 1kg CH₄

$$M_m(C) = 12 \text{ g/mol} \rightarrow \frac{12}{16} = 0,75 \text{ kg}_C / \text{kg}_{CH_4}$$

$$M_m(H_4) = 4 \text{ g/mol} \rightarrow \frac{4}{16} = 0,25 \text{ kg}_{H_4} / \text{kg}_{CH_4}$$

$$0,75 \text{ kg}_C + 0,75 \cdot \frac{32}{12} \text{ kg}_{O_2} \rightarrow 0,75 \frac{44}{12} \text{ kg}_{CO_2} + q$$

$$0,25 \text{ kg}_{H_2} + 0,25 \cdot \frac{16}{2} \text{ kg}_{O_2} \rightarrow 0,25 \frac{18}{2} \text{ kg}_{H_2O} + q$$

$$0,75 \text{ kg}_C + 2 \text{ kg}_{O_2} \rightarrow 2,75 \text{ kg}_{CO_2} + q$$

$$0,25 \text{ kg}_C + 2 \text{ kg}_{O_2} \rightarrow 2,25 \text{ kg}_{H_2O} + q$$

Z rovnic vyplývá teoretická maximální hodnota H₂O $2,25 \text{ kg}_{H_2O} / \text{kg}_{CH_4}$

Hodnota H₂O pro měrnou spotřebu m_{pe}

$$m_{pe} = 0,01 \text{ kg/s} \rightarrow m_{H_2O} = 2,25 \cdot m_p = 2,25 \cdot 0,01 = 0,0225 \text{ kg}_{H_2O} / \text{s}$$

Hodnota H₂O pro 1% objemový podíl EGR

$$m_{H_2O,1\%} = \frac{0,0225}{100} = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ kg}_{H_2O} / \text{s}$$

Hodnota H₂O pro 50% objemový podíl EGR

$$m_{H_2O,50\%} = 2,25 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,01125 \text{ kg}_{H_2O} / \text{s} \rightarrow 40,5 \text{ kg}_{H_2O} / \text{hod}$$

Tenze par v chladiči

Rozdílem hmotnostních podílů vody a vlhkého vzduchu dostaneme hmotnostní podíl kondenzátu.

$$\sigma_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{\Sigma m_i} = \frac{M_{H_2O}}{\Sigma M_i} = 0,1239 \text{ kg/kg}$$

$$n = \frac{m}{M}$$

$$m_{H_2O}^{VV} = \frac{p_i}{\Sigma p_i} \cdot \Sigma n_i \cdot M_{H_2O}$$

$$\psi = \frac{p_i}{p} = \frac{p_i}{\Sigma p_i} = \frac{n_{H_2O}}{\Sigma n}$$

$$\sigma_{H_2O}^{VV} = \frac{m_{H_2O}^{VV}}{\Sigma m_i} = 0,07656 \text{ kg/kg}$$

$$\sigma_{H_2O}^K = \sigma_{H_2O} - \sigma_{H_2O}^{VV} = 0,04734 \text{ kg/kg}$$

Hmotnostní podíl násobený průtokem spalín při 50% EGR dává hmotnostní tok kondenzátu při 50% EGR.

$$\dot{m}_K^{50\%} = \sigma_{H_2O}^K \cdot \dot{m}_{sp}^{50\%} = \sigma_{H_2O} - \sigma_{H_2O}^{VV} \cdot \dot{m}_{sp}^{50\%} = 0,047 \cdot \frac{0,1816}{2} = 0,00426 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{m}_K^{50\%} = 15,36 \text{ kg/h}$$

Tato hodnota není konečná, dále musíme uvažovat se strháváním kondenzovaných par a kondenzátu proudem výfukových plynů.

Z těchto důvodů budou hledaná řešení spíše taková, aby byla nezávislá na množství kondenzované vody. [13]

5 Odlučování kondenzátu

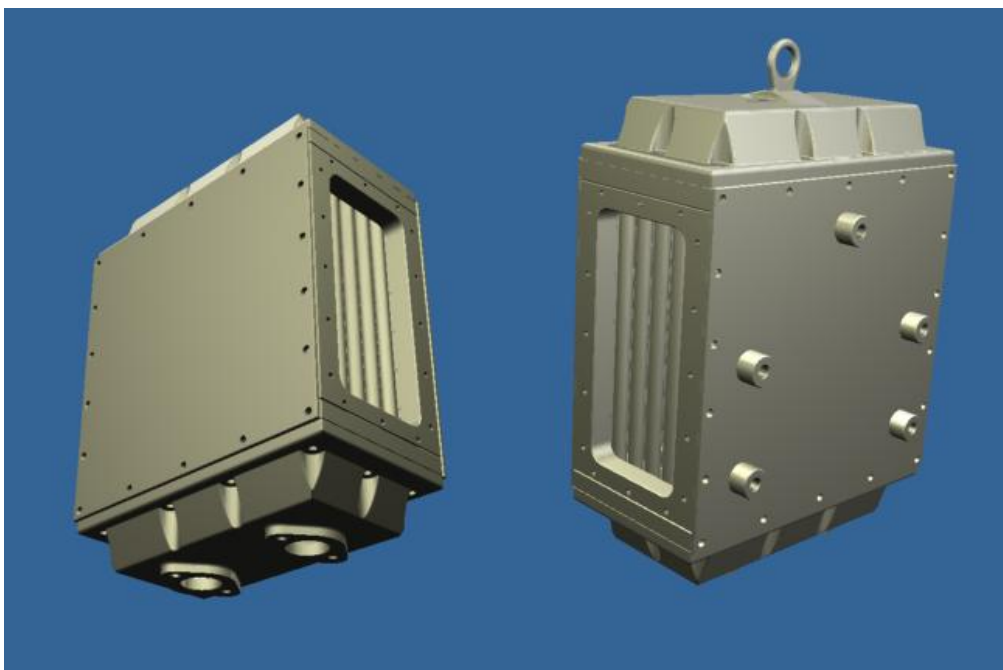
5.1 Úvaha – možnosti řešení separace kondenzátu

V odlučování jsme omezeni zástavbovými dispozicemi, a to maximální možnou výškou, tj. vzdálenost mezi dnem chladiče spalin nebo hladinou kondenzátu a podlahou prostoru, kde je KJ zastavěna nebo podlahou kontejneru, je-li KJ jako mobilní celek. Tato vzdálenost je pro řešení zásadní. Tento limitující problém je možné řešit změnou trasy nízkotlakého vedení recirkulace spalin (LP EGR), ale to jedině v krajním případě pro svou náročnost optimalizace umístění dalšího příslušenství KJ jako je turbodmychadlo, vodní a tepelné hospodářství, jak je názorně vidět na obr. 12 a obr. 13.



Obr. 16 KJ Tedom

Dále je třeba zvážit, budeme-li chtít odlučovat kondenzát kontinuálně nebo sekvenčně. Stejně tak jako je třeba vzít v úvahu složitost systému odlučování z důvodu náročnosti prostředí, v němž bude systém pracovat. Jako jsou vibrace, agresivní látky atd.



Obr. 17 Model chladiče Janka Radotín PV16

Pro všechna řešení odvodu kondensátu pracujeme s chladičem Janka Radotín PV16, používající jako chladící medium vodu.



Obr. 18 KJ Tedom

5.2 Varianta A – „U trubice“

Odpouštění kondenzátu z chladiče pomocí „U trubice“ je vhodné zmínit jako první pro svou geniální jednoduchost a pro nastínění problému, jenž je rozdíl tlaků mezi tlakem ve výfukovém systému kogenerační jednotky a atmosférickým tlakem, se kterým se budeme potýkat skoro ve všech uvedených řešeních.

Řešení pomocí „U trubice“ pracuje na principu rozdílu odlehlosti hladin. Tento rozdíl, tlaková výška, je dán výše zmíněným rozdílem tlaků. Tlak ve výfukovém vedení, čili výška trubice (h_{\min}), odpovídá propočtu pracovního tlaku, pulsací a bezpečnosti.

Tato výška je důležitá pro bezpečnou funkci řešení. Musí se zabránit „profouknutí“ trubice výfukovými plyny a následnému nebezpečnému úniku jedovatých plynů do uzavřeného prostoru.

Výpočet výšky trubice (h_{\min})

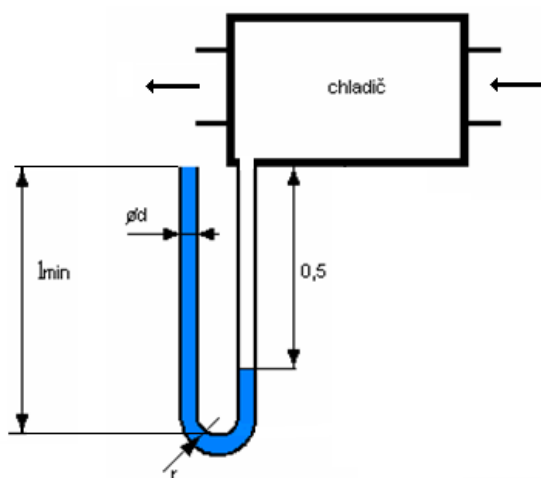
$$p_{pr} = 4kPa$$

$$p_{pu} = 4kPa$$

$$h_{\min} = \frac{p_{pr}}{\rho \cdot g} + \frac{p_{pu}}{\rho \cdot g} + k = 0,408 + 0,408 + 0,2 = 1,016m$$

Hodnoty přetlaku a pulsací v systému EGR převzaty z DP D2010 M04 (ČVUT FS, Ing. Martin Jonáš). [12]

Minimální výška trubice je 1,016m. Průměr je zvolen $\varnothing d = 2cm$.



Obr. 19 Schéma „U trubice“

Nevýhodou této varianty řešení je nutnost naplnění „U trubice“ vodou před každým startem z důvodu úniku výfukových plynů. Ty by unikaly do doby, než zkondenzuje dostatečné množství kapaliny.

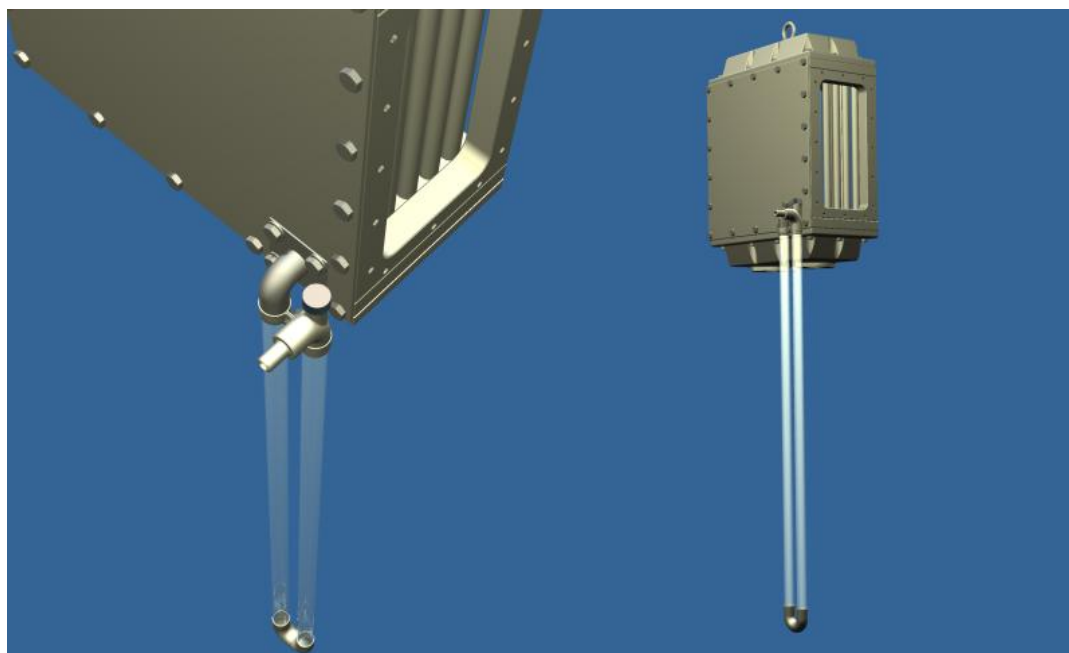
Určení minimálního množství vody, kterou je potřeba před spuštěním motoru nalít do U-trubice. Toto množství vody odpovídá geometrickému objemu kolene ve spodní části trubice, tak aby došlo k uzavření průchodnosti plynu a výšce vodního sloupce rovného součtu tlaků.

$$V_{\min} = S_o \cdot l + S_o \cdot h = S_o \cdot (l_I + l_U) + S_o \cdot h = \frac{\pi d^2}{4} \cdot (l_I + (\pi r)) + \frac{\pi d^2}{4} \cdot h =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot (0,3 + 0,8 + (\pi \cdot 0,04)) + \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot 0,816 = 0,000385 + 0,000256 = 0,000641 m^3$$

$$V_{\min} = 0,641 dm^3$$

V_{\min} – minimální nalitý objem vody, S_o – průřez trubice, h – tlaková výška, l_I – délka rovné části trubice, l_U – délka kolene



Obr. 20 Model „U trubice“

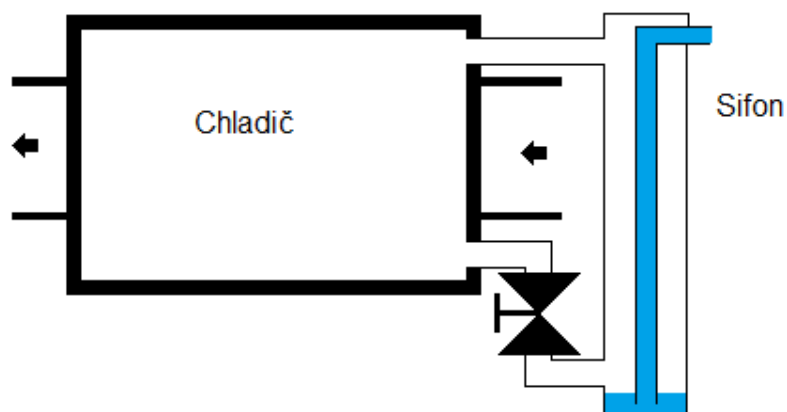
Konstrukční řešení Vhodný materiál pro konstrukci je nerezová ocel ČSN 17.240, volená z důvodu obsažení agresivních látek v kondenzátu, jako je například kyselina sírová. Pro přehlednost systému odvodu kapaliny je část tvořena trubkami z čírého

plexi plastu (PMMA, použití v laboratorní technice, probublávací válce, čerpací jednotky a systémy s vizuální kontrolou), konkrétně přímé části trubice.

Minimální výška trubice je konstrukční komplikace.

5.3 Varianta B – „Sifon“

Řešení odvodu kondenzátu nazvané „Sifon“ pracuje na stejném principu jako varianta A, tj. na odlehlosti hladin. Výhodou této varianty oproti předchozí je odstranění komplikace, kterou představovala výška (h_{\min}). Další výhodou varianty „Sifon“ je její možnost snadného uchycení k chladiči výfukových spalín.



Obr. 21 Schéma „Sifonu“

Konstrukční řešení

Jako vhodný materiál opět volena nerezová ocel ČSN 17.240. „Sifon“ je tvořen jako svařenec vařený metodou TIG zvolenou pro svou kvalitu svaru, kterou u tohoto zařízení z důvodu průsaku požadujeme, a pro svou vhodnost použití na tenké materiály. Při svařování metodou TIG je jako zdroj energie pro tavení materiálu využíván elektrický oblouk, který hoří mezi netavící se wolframovou elektrodou a základním materiálem. Elektrický oblouk a svarová lázeň jsou chráněny ochranným plynem, který je přiváděn dýzou hořáku. Jako ochranný plyn je použit Argon.

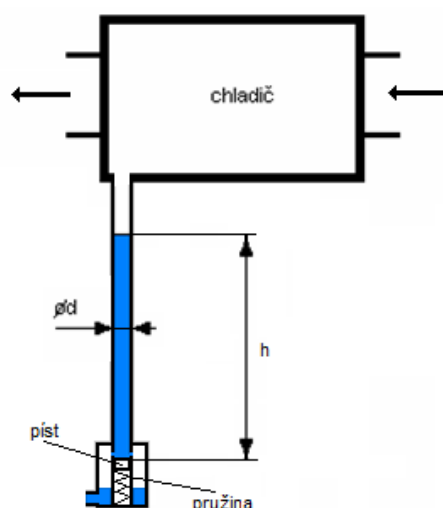


Obr. 22 Model „Sifonu“

Nevýhodou této varianty řešení je nutnost zprůchodnění sifonu po rozběhnutí motoru a vzniku dostatečného množství kondenzátu v chladiči, tak aby nedošlo k úniku spalin. Tedy použití snímače a ventilu, tím se ale tato varianta komplikuje a její užití je nepravděpodobné.

5.4 Varianta C – „Přepad“

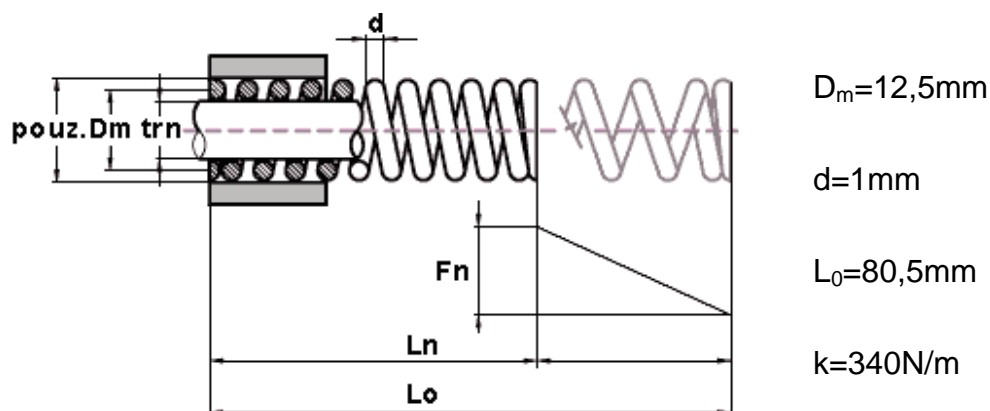
Tato varianta je založena na stlačení vertikálně uložené pružiny tlakem daným dvěma složkami. První je dána přetlakem od výfukových plynů a druhá je tvořena tíhou kapaliny na plochu pístu. Nevýhoda této varianty je vypořádání se s tlakovými pulsacemi od výfukových plynů. Podstatnou výhodou je nepotřeba elektrického řízení a hlavně nezávislost na obsluze spočívající v nalití vody do systému, jako tomu je u varianty A a B.



Obr. 23 Schéma „Přepadu“

Charakteristika pružiny ALCOMEX DR 2080

Materiál je nerezová ocel dle EN 10270:3-NH (DIN 17224, číslo mat. 1.1200)



Obr. 24 Pružina ALCOMEX DR 2080 [11], D_m - střední průměr pružiny, d – průměr drátu, L_0 – volná délka pružiny, k – tuhost pružiny

Pro matematický model a výpočty jsou známy hodnoty tlaku (přetlak 4kPa a tlakové pulsace 4kPa sinusového průběhu při otáčkách 1500 min^{-1}), parametry vybrané pružiny, průměr a výška pístu (volena 20mm) a výška vodního sloupce uvažována 0,8m. Stlačitelnost vody pro tlaky v systému je zanedbatelná, proto není ve výpočtech uvažována. Stejně tak jako její modul pružnosti. Průměr otvoru pro odtok zvolen 1mm a jeho vzdálenost od horní hrany pístu v nezátížené poloze je 11mm.

Výpočet plochy pístu

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 3,14159 \cdot 10^{-4} m^2$$

Výpočet úhlové rychlosti

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot \pi \cdot 25 = 157,08 s^{-1}$$

Výpočet hmotnosti vodního sloupce

$$m_1 = S \cdot h \cdot \rho_k = 3,14159 \cdot 10^{-4} \cdot 0,8 \cdot 1000 = 0,2513 kg$$

Výpočet hmotnosti pístu

$$m_2 = S \cdot h \cdot \rho_p = 3,14159 \cdot 10^{-4} \cdot 0,02 \cdot 7860 = 49,386 \cdot 10^{-3} kg$$

Výpočet stlačení pístu při střední hodnotě tlaku

$$\begin{aligned} F = k \cdot x \rightarrow x &= \frac{F}{k} = \frac{F_g + F_p}{k} = \frac{((m_1 + m_2) \cdot g) + (p \cdot S)}{k} = \\ &= \frac{((0,2513 + 0,04939) \cdot 9,81) + (6 \cdot 10^3 \cdot 3,14159 \cdot 10^{-4})}{340} = \frac{2,95 + 1,885}{340} = 0,01422 m \end{aligned}$$

Matematický model vytvořen v prostředí Maple 13, řešeno pro dva stavy. První „propustný“ stav je tehdy, když je píst pod tlakem výfukových plynů a tíhou vodního sloupce kapaliny. Druhý stav „nepropustný“ je při působení na píst samotným tlakem od výfukových spalín.

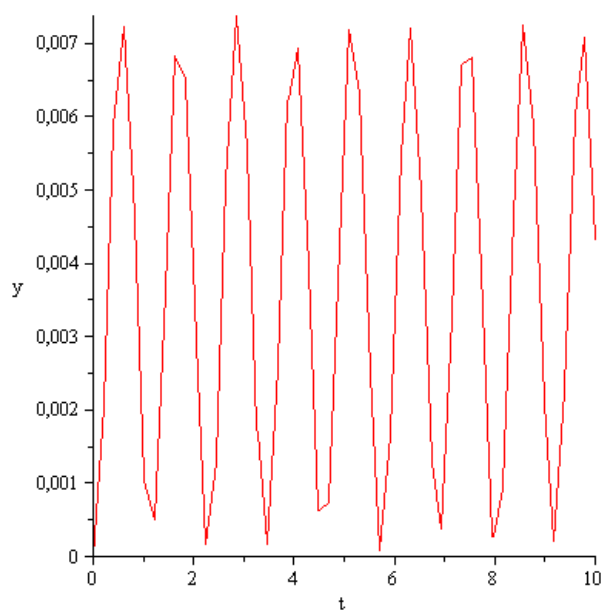
„Propustný“ stav

Matematický model - vstupní hodnoty: m_1 -hmotnost kapaliny, m_2 -hmotnost pístu, d -průměr pístu, π , n -otáčky motoru, p_1 -přetlak ve výfukovém systému, p_2 -tlakové pulsace, k -tuhost pružiny

```

> restart; with(plots); m1 := .2513;
                                0.2513
> m2 := 0.49386e-2;
                                0.0049386
> m := m1+m2;
                                0.2562386
> d := 0.2e-1;
                                0.02
> A := 3.1415;
                                3.1415
> S := (1/4)*A*d^2;
                                0.0003141500000
> n := 25;
                                25
> omega := 2*A*n;
                                157.0750
> p1 := 4*10^3;
                                4000
> p2(t):=p1/(2)*cos(omega*t);
                                1
t -> - p1 cos(omega t)
                                2
> p(t):=p1+p2(t);
t -> p1 + p2(t)
> F(t):=p(t)*S;
t -> p(t) S
> plot(F(t), t = 0 .. 1); k := 340; rce := m*(diff(y(t), t, t))+k*y(t) = F(t);
                                340
0.2562386  $\left( \frac{d}{dt} \left( \frac{d}{dt} y(t) \right) \right) + 340 y(t) = 1.256600000 + 0.6283000000 \cos(157.0750 t)$ 
> ics := y(0) = 0, (D(y))(0) = 0;
> sol := dsolve({ics, rce}, y(t), type = numeric, range = 0 .. 10, maxfun = 1000000);
proc(x_rkf45) ... end;
> odeplot(sol);

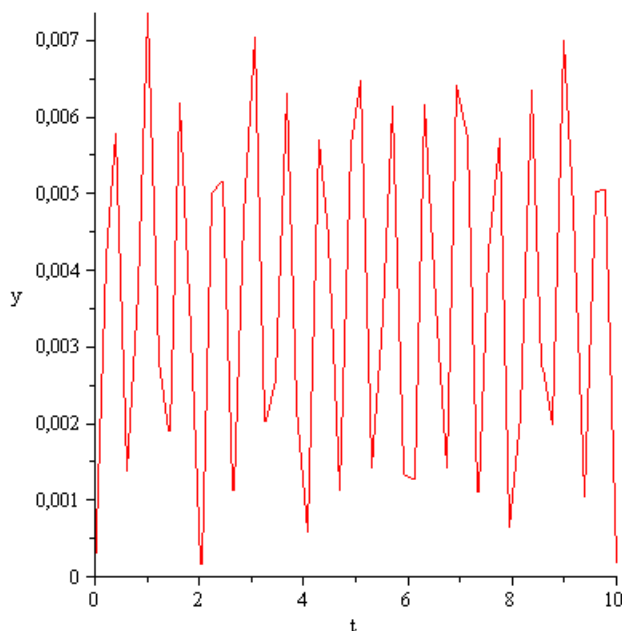
```



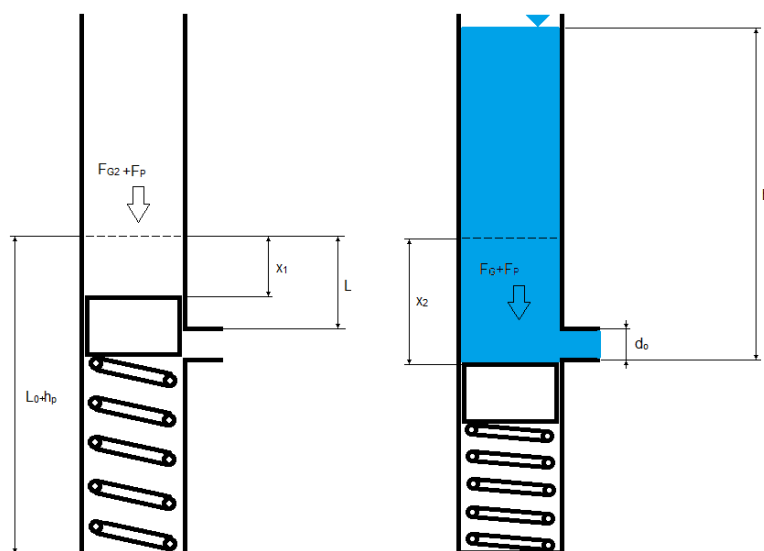
Obr. 25 Graf průběhu kmitání pístu při „propustném“ stavu

„Nepropustný“ stav

Matematický model pro nepropustný stav je stejný jako pro stav propustný, jen není počítána tíha vodního sloupce kapaliny m_2 .



Obr. 26 Graf průběhu kmitání pístu při „nepropustném“ stavu



Obr. 27 Schéma pístu v „propustném a nepropustném“ stavu, h -výška vodního sloupce, L -vzdálenost odtokového otvoru od horní hrany pístu v nezátížené poloze, x_1 a x_2 -stlačení pístu, $L_0 + h_p$ -součet volné délky pružiny a výšky pístu, d_o -odtokový otvor, $F_{G2} + F_p$ -součet sil tíhy pístu a tlaku výfukových plynů, $F_G + F_p$ -součet sil tíhy kapaliny a pístu a tlaku výfukových plynů

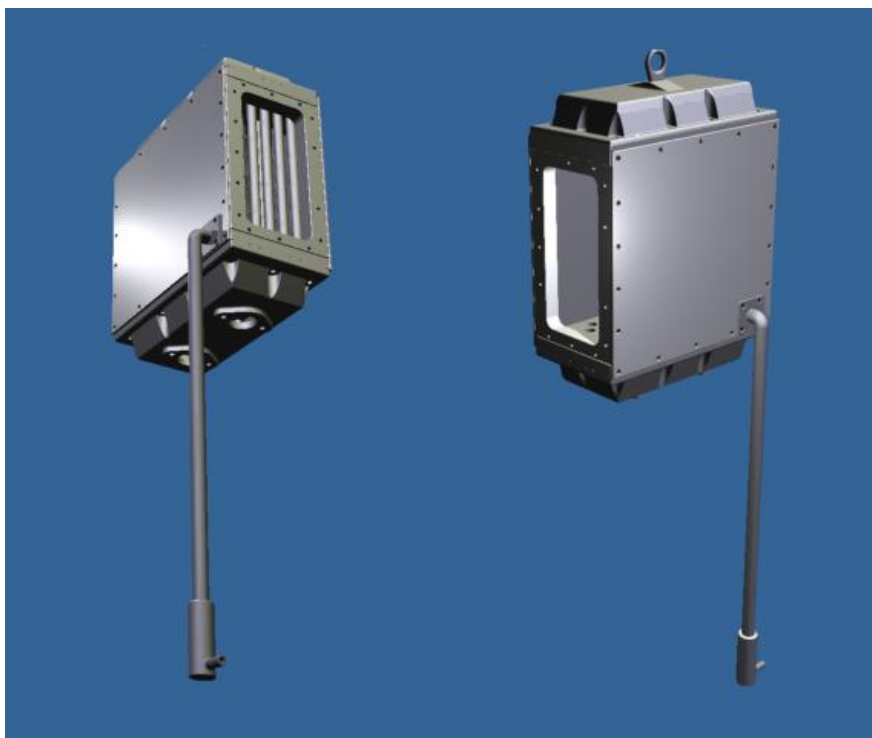
	„Propustný“ stav	„Nepropustný“ stav
Hodnota stlačení	14,22mm	6,969mm
Amplituda kmitu pístu	7,2mm	7mm
Vzdálenost otvoru*	-0,38mm	0,531mm

Tab. 5 Hodnoty vzdáleností

*vzdálenost vztažená k horní hraně pístu při jeho max. přiblížení k odtokovému otvoru

Z hodnot vzdáleností je zřejmé, že při propustném stavu bude docházet k překrytí odtokového otvoru při kmitu pístu do jeho horní polohy. Tomu lze předejít zvětšením tíhové síly od kapaliny, tedy zvýšením vodního sloupce.

Konstrukční řešení tohoto systému by se muselo vypořádat s dokonalou těsností při minimálním vlivu na tuhost způsobenou třením pístu v trubce. Vzniklé tření by posouvalo výšku umístění odtokového otvoru. Tento fakt je velkou komplikací řešení a musel by se odzkoušet prototypem. Korekci výškového rozdílu vzniklého třením lze realizovat šroubem tvořícím dno a dosedací plochu pružiny. Naopak tření by utlumilo soustavu a to by vedlo ke snížení vodního sloupce a tak i celého zařízení. Hmotnost pístu má výrazný vliv na stlačení a amplitudu kmitu, byla by tedy potřeba kalibrace hmotnosti pístu.

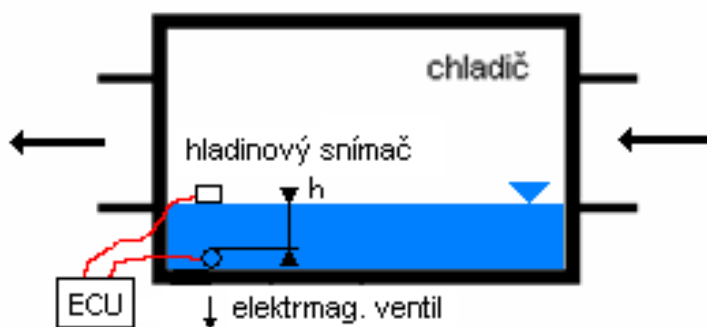


Obr. 28 Model „Přepadu

5.5 Varianta D - Elektronicky řízený systém

Tento systém se od ostatních odlišuje hlavně tím, že odlučuje kondenzát sekvenčně na rozdíl od předchozích řešení, ve kterých byl kondenzát odlučován kontinuálně.

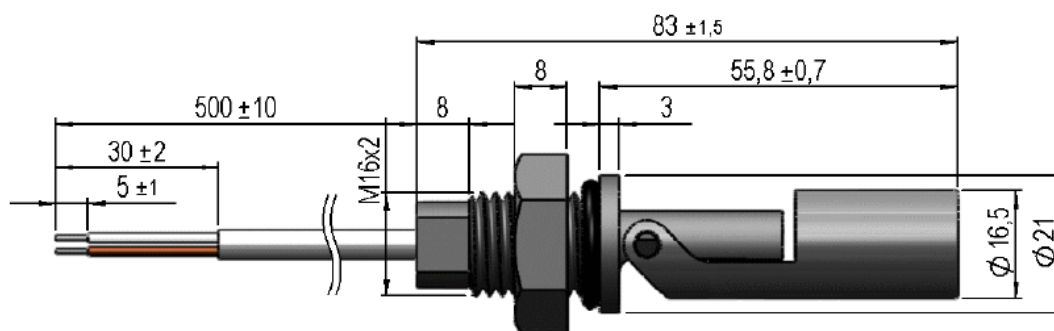
Výhodné je, že nepotřebujeme žádné doplňující zařízení, pouze upravujeme chladič výfukových spalin a používáme již zhotovené součásti, hladinový spínač a elektromagnetický ventil, jenž tvoří s ECU elektronický logický obvod.



Obr. 29 Schéma chladiče s elektronickým systémem

Hladinový spínač LS03 PP MEDER electronic

Aplikace pro snímání hladiny. Senzor musí být umístěn horizontálně pro dosažení optimálního sepnutí. Verze vyrobena z PP (Polypropylen) pro použití ve vodě a zředěných kyselinách.



Obr. 30 Hladinový spínač [9]

Výkon	10W
Pracovní teplota	-30/80°C
Spínací napětí	180V
Spínací proud	1,25A
Utahovací moment	3Nm

Tab. 6 Technické údaje spínače

Dvoucestný elektromagnetický ventil 2/2NC AVEMAR (Typ 200202 – přímo ovládaný)

Nejvyšší tlak. rozdíl	60 kPa
Nejvyšší prac. teplota média	100°C
Prac. teplota okolí	-10 - 50°C
Napětí	12 - 24 - 48V
Průměr	9,5mm

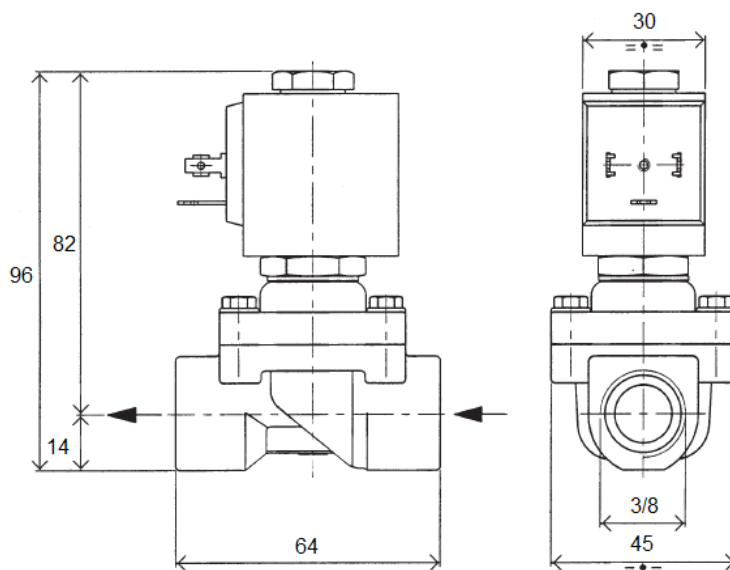
Tab. 7 Technické údaje ventilu



Obr. 31 Dvoucestný elektromagnetický ventil AVEMAR [10]

Výhodou tohoto ventilu je jeho rychlost otevření a zavření. Poloha instalace je libovolná. Tělo ventilu je mosazné a vnitřní součásti jsou z nerezové oceli. Těsnění je z materiálu VITON a cívka zalitá pryskyřicí. Tento ventil je velice odolný a vhodný pro

náročné proozy. Hmotnost ventilu je 570g. Ventil užívá konektor PGD – DIN 43650A.



Obr. 32 Schéma ventilu [10]

Nevýhoda řešení je jeho spolehlivost, jelikož hladina kondenzátu bude neklidná, může způsobovat problém hladinovému snímači rozpoznat skutečný stav hladiny. Tyto komplikace částečně optimalizuje časová prodleva a promyšlené časování smyčky.

Pro výpočet výtoku kondenzátu lze uvažovat pouze takovou vzdálenost rozdílu hladin, aby nedošlo k úniku spalin a nebo samovolnému odtoku kondenzátu do systému. Tedy vzdálenost od horní hrany odtokového otvoru a maximální možné hladiny danou spodní hranou příruby přívodu spalin. Při zvoleném ventilu o průměru 9,5mm je daná výška 11,5mm.

Výpočet obsahu rezervoáru chladiče PV16 pro ventil SF15-2

$$c = 11,5mm.$$

$$a = 180mm$$

$$b = 305mm$$

$$V = a \cdot b \cdot c = 0,18 \cdot 0,305 \cdot 0,0115 = 0,000631m^3 = 0,631dm^3$$

Prostor pro kondenzát v chladiči PV16 je přibližně roven množství vykondenzované kapaliny za 2,5 minuty při teoretické hodnotě 50% EGR. Je potřebné vzít na vědomí

strhávání par výfukovými plyny. Tedy interval sepnutí hladinového spínače se bude prodlužovat s nižší hodnotou EGR a vlivem strhávání par.

Výpočet výtoku kondenzátu – rovnost objemů

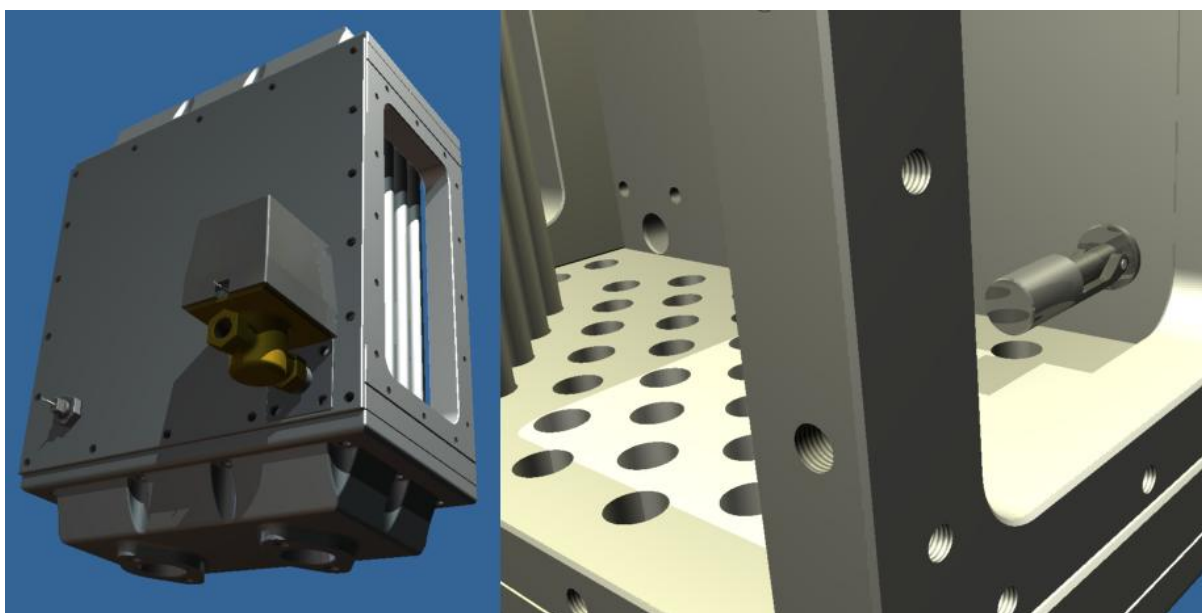
$$Vdt = Sdh$$

$$(w \cdot S_o)dt = S_{\Xi}dh$$

$$\tau = S_{\Xi} \int \frac{1}{S_o \sqrt{2gh}} dh = \frac{S_{\Xi}}{S_o \sqrt{2g}} \int h^{-\frac{1}{2}} dh = \frac{a \cdot b}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \cdot 2h^{\frac{1}{2}} = \frac{0,18 \cdot 0,305}{\frac{\pi \cdot 0,0095^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81}} \cdot 2 \cdot 0,0115^{\frac{1}{2}} =$$

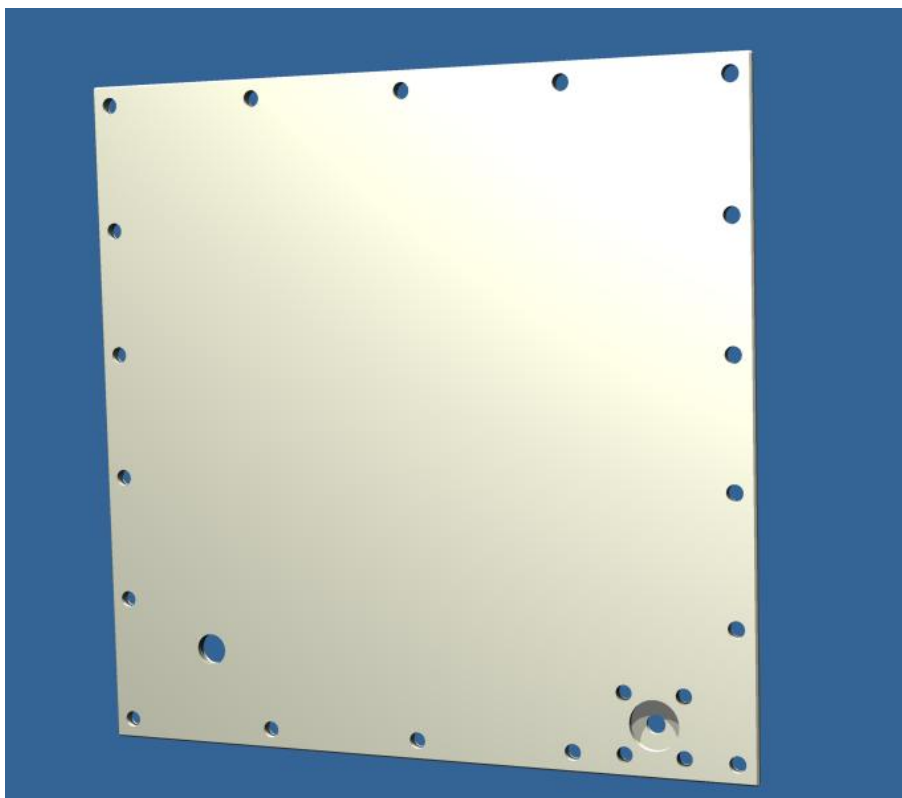
$$= \frac{0,0549}{0,709 \cdot 10^{-4} \cdot 4,429} \cdot 0,2145 = \frac{0,0174}{0,0002818} = 37,5s$$

Řídicí program elektronického systému tvořený hladinovým spínačem a elektromagnetickým ventilem bych nastavil na 25s otevření ventilu po dosažení spínací hladiny. Čas je zvolený logickou úvahou po zvážení všech ovlivňujících faktorů, jako je zpoždění otevření a zavření ventilu, neklidné hladiny, tolerancí výroby a bezpečné rezervy systému odpouštění.



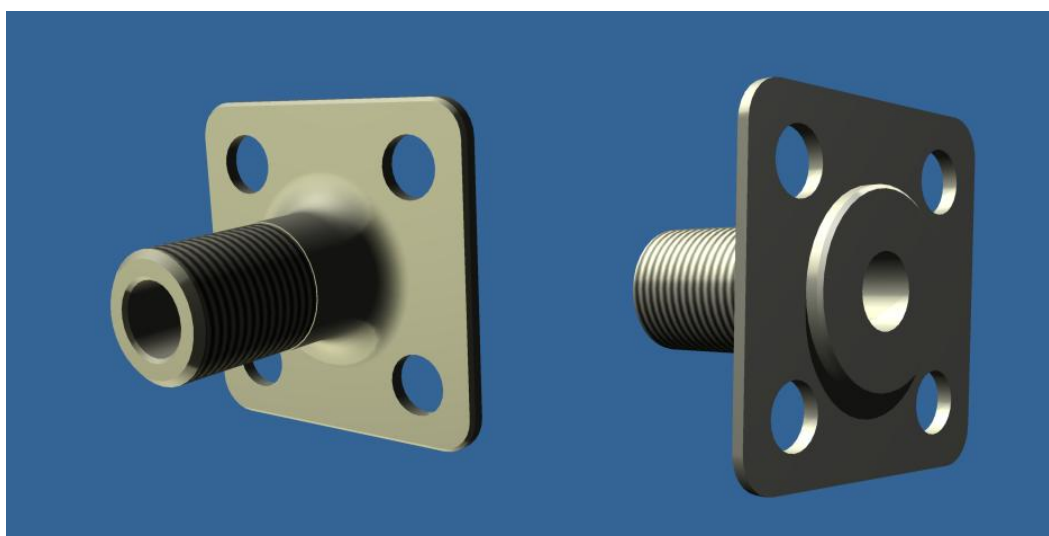
Obr. 33 Model chladiče s elektronickým systémem

Pro konstrukci tohoto řešení je zapotřebí úprava chladiče, a to vyvrtáním šesti otvorů do postranice. Dále výroba příruby propojující postranici s elektromagnetickým ventilem. Realizací řídicí jednotky systému otvírání ventilu se nebudu v této práci zabývat, jelikož by byla součástí řídicího systému kogenerační jednotky.



Obr. 34 Upravená postranice chladiče

Úprava postranice provedena na horizontální nebo vertikální frézce, důraz na kvalitu povrchu kladen na dosedací plochu těsnění. Po vyvrtání následné řezání závitu pro hladinový snímač 1x M16x2-6g a 4x M8-6g pro upevnění příruby. Důležité je dodržet tolerance vzdáleností tak, aby odlehlost hladin před a po odpuštění kondenzátu odpovídala výpočtům.



Obr. 35 Příruba

Příruba je zhotovena svařením dvou dílců, plechové desky a trubky se závitem z materiálu ČSN 11 353.0 konstrukční ocel, svařitelnost zaručená. Opět důraz na kvalitu dosedací plochy pro těsnění u zadní strany desky.

Použit těsnící kroužek DN10 15x24 ČSN 02 9307.1, tloušťka kroužku 1,5mm.

Závitové spoje lepeny pro zkoušenou těsnost vzduchového prostoru chladiče na 450kPa.

5.6 Výběr vhodného řešení

Při porovnání všech čtyř variant vyniká svou jednoduchostí varianta A, ale značnou nevýhodou tohoto systému je obsluha daná nalitím vody do trubice před spuštěním motoru, dále zástavbová náročnost daná minimální výškou trubice a také menší tuhost řešení, vyplývající z velkého poměru délka / průřez, což by mohlo mít vliv na délku životnosti při vibracích motoru a provozu jednotky. Varianty B a C odstraňují prvně zmíněný nedostatek varianty A a jsou tedy nezávislé na obsluze. Nevýhodou varianty B je zbytečná složitost a s tím spojené vyšší náklady. Značným problémem varianty C je konstrukční řešení funkce pístu z hlediska těsnosti a tření. Nejlépe tak vychází varianta D, je nejméně rozměrově náročná na zástavbu do celku příslušenství kogenerační jednotky, používá již vyrobené produkty a její aplikování na systém EGR by vyžadovalo jen minimální úpravy na chladiči spalín a vyrobení jednoho jediného dílce, příruby elektromagnetického ventilu. Jako jediný systém pracuje sekvenčně v intervalech a využívá elektronické součásti, což bych nehodnotil jako nevýhodu, protože dnešní strojný průmysl je přeplněný použitím elektroniky. Volba řešení odvodu kondenzátu připadá na variantu D.

6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout řešení odvodu kondenzátu z nízkotlakého systému recirkulace výfukových plynů u stacionárního motoru kogenerační jednotky na zemní plyn.

Byla navržena čtyři řešení konstruována tak, aby byla co nejjednodušší a spolehlivě splňovala požadovaný úkol s ohledem na zástavbu do stávajícího příslušenství kogenerační jednotky. Varianta A („U“-trubice), velice jednoduchý, ale rozměrově nevhodný systém závislý na obsluze, varianta B („Sifon“), pracuje na stejném principu jako varianta A, rozměrově lepší, ale komplikovanější díky použití snímače a ventilu. Varianta C („Přepad“), založena na stlačení pružiny. Toto řešení nemá nevýhody předešlých řešení, ale značnou komplikaci představuje tření pístu. Poslední variantou je varianta D (elektronicky řízený systém), ten se sestává z hladinového snímače a elektromagnetického ventilu a je nejméně prostorově náročný. Varianty byly porovnány a zváženy jejich pozitiva a negativa. Jako nejvhodnější vychází varianta D (elektronicky řízený systém), ke které byla zpracována výkresová dokumentace.

V této chvíli nelze stanovit náklady na jednotlivá řešení, a vybrat tak to nejvýhodnější z tohoto hlediska. Lze ale říci, že varianta D (elektronicky řízený systém) bude s největší pravděpodobností nejméně náročná na výrobní proces.

Použití odvodu kondenzátu v provozu kogenerační jednotky je závislé na množství zkondenzovaných par, tedy na množství recirkulovaných plynů. Hodnota 50% recirkulace je teoretická, v praxi se používá maximálně zhruba poloviční hodnota. Odvádění kondenzátu je s použitím recirkulace s vysokými hodnotami nutné.

Cíl této diplomové práce byl splněný z hlediska návrhu řešení, nyní zbývá odzkoušení funkčnosti systému a jeho spolehlivosti v provozu.

Seznam použité literatury

1. ÚŘAD PRŮMYSLOVÉHO VLASTNICTVÍ. *Zařízení pro odvod kondenzátu z výfukových plynů spalovacích motorů. Užitečný vzor UV021121* [online]. 26.07.2010. Dostupný z URL: <<http://isdv.upv.cz/portal/pls/portal/portlets.pts.det?xprim=1535038&lan=cs>>.
2. ÚŘAD PRŮMYSLOVÉHO VLASTNICTVÍ. *Zařízení pro odvod kondenzátu z výfukových plynů spalovacích motorů. Užitečný vzor UV021122* [online]. 26.07.2010. Dostupný z URL: <<http://isdv.upv.cz/portal/pls/portal/portlets.pts.det?xprim=1535094&lan=cs>>.
3. PIERBURG. *Troubleshooting in exhaust gas recirculation system on otto and diesel engines. SI0100*. c2009. [cit. 2009-05-29]. Dostupný z URL: <www.ms-motor-service.com>.
4. SENIOR AUTOMOTIVE. *Automotive heat Exchangers*. Dostupný z URL: <www.seniorplc.com>.
5. TEDOM. *Kogenerační jednotka Cento T200. TS Cento T200 SP B09*. Dostupný z URL: <www.tedom.cz>.
6. FORTTEX AGS. *Čistírny odpadních vod. Odlučovače ropných látek SOR II*. Dostupný z URL: <www.forttex.cz>.
7. DETO BRNO. *Odstředivý separátor OS*. Dostupný z URL: <www.deto.cz>.
8. SWEP DOVER COMPANY. *Předávací stanice*. Dostupný z URL: <www.swep.net>.
9. MEDER ELEKTRONIC. *Level sensors LS03*. Dostupný z URL: <www.meder.com>.
10. AVEMAR. *Speciální armatury pro měření a regulaci. Elektromagnetické (solenoidové) ventily 20011*. Dostupný z URL: <www.avemar.cz>.
11. ALCOMEX SPRING WORKS. *Tlačné pružiny*. Dostupný z URL: <www.alcomex.cz>.

12. JONÁŠ, Martin. *DP ČVUT FS D2010 M04 Ing. Martin Jonáš*. ČVUT.

13. TAKÁTS, Michal. *Měření emisí spalovacích motorů*. ČVUT. 1994.

Seznam dokumentace

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy elektronicky řízeného systému, KVM – DP – 001,
výrobní výkres příruby elektromagnetického ventilu, KVM – DP – 002,
výrobní výkres upravené postranice chladiče Janka PV 16, KVM – DP – 003.

Přílohy:

Technická specifikace motoru TEDOM Model TG210